

## Toothed rotor set

**Publication number:** CN1351694 (A)

**Publication date:** 2002-05-29

**Inventor(s):** BACHMANN J [DE]; NEUBERT H [DE]; ERNST E [DE]

**Applicant(s):** GKN SINTER METALS GMBH [DE]

**Classification:**

- international: F04C2/10; F04C15/00; F16H55/06; F16H55/08; F16H55/17;  
F04C2/00; F04C15/00; F16H55/02; F16H55/06; F16H55/17;  
(IPC1-7): F04C2/10

- European: F04C2/10

**Application number:** CN20008007687 20000517

**Priority number(s):** DE19991022792 19990518

**Also published as:**

CN1179129 (C)

DE19922792 (A1)

US2002159905 (A1)

US2002159905 (A1)

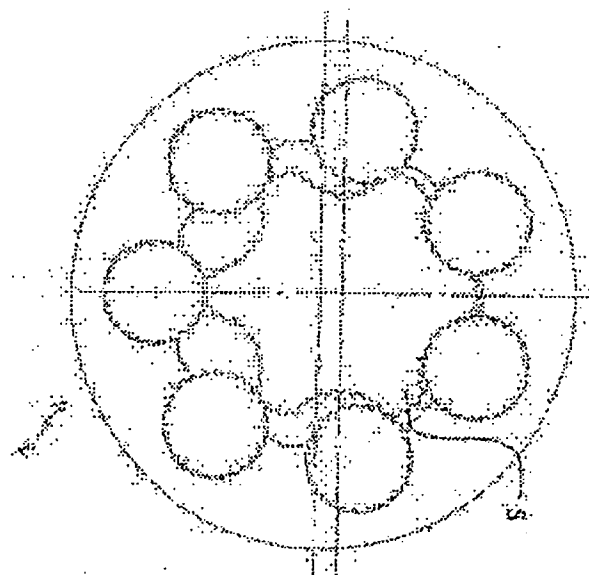
US6540637 (B2)

more >>

Abstract not available for CN 1351694 (A)

Abstract of corresponding document: DE 19922792 (A1)

The pumping assembly comprises an outer rotating ring (2) with bearing pockets (3) for planet gears (4). A star-shaped inner rotor (5) rotates eccentrically to the ring (2). The rotor (5) has one gear tooth fewer than the planet gears (4). The tooth peaks and roots are bow-shaped, preferably of cycloidal form with involute shaped flanks.



Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide

[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl.<sup>7</sup>

F04C 2/10

## [12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 00807687.1

[43] 公开日 2002 年 5 月 29 日

[11] 公开号 CN 1351694A

[22] 申请日 2000.5.17 [21] 申请号 00807687.1

[30] 优先权

[32] 1999.5.18 [33] DE [31] 19922792.6

[86] 国际申请 PCT/EP00/04474 2000.5.17

[87] 国际公布 WO00/70228 德 2000.11.23

[85] 进入国家阶段日期 2001.11.16

[71] 申请人 GKN 金属烧结有限公司

地址 德国拉德福姆瓦尔德

[72] 发明人 J·巴奇曼恩 H·纽伯特

E·厄恩斯特

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

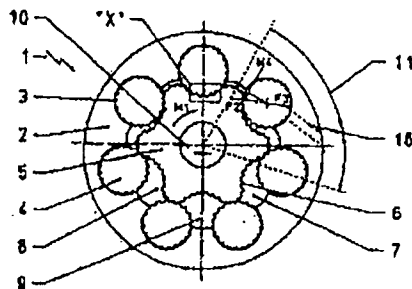
代理人 苏 娟 章社泉

权利要求书1页 说明书8页 附图页数7页

[54] 发明名称 带齿的转子组件

[57] 摘要

本发明涉及用于泵、尤其用于内燃机的润滑油泵的带齿转子组件,其中该带齿转子类似于具有齿状构型的齿环泵,及带齿转子组件的原理及功能相应于齿环泵的原理及功能。



[ S S N ] 1 0 0 8 - 4 2 7 4

知识产权出版社出版

## 权 利 要 求 书

1. 带齿转子组件(1), 由带支承槽(3)的可转动支承环(2)组成, 在支承槽中设有可转动地支承的行星转子(4), 后者构成内啮合部分; 及设有一个相对支承环(2)偏心支承的近似星状外轮廓的内转子(5), 它具有外啮合部分(6); 其中外啮合部分(6)比内啮合部分少一个齿, 及这两个转子系统中至少一个的啮合部分在啮合齿形状的至少部分区域中具有弧形部分(14)。

2. 根据权利要求1的带齿转子组件(1), 其特征在于: 尤其在齿顶(11)和/或齿根(12)的区域中, 齿的形状为弧状。

3. 根据权利要求1或2的带齿转子组件(1), 其特征在于: 尤其在齿顶(11)和/或齿根(12)的区域中, 齿的形状具有一个大的曲率半径。

4. 根据权利要求1至3中一项的带齿转子组件(1), 其特征在于: 尤其在齿顶(11)和/或齿根(12)的区域中, 齿的形状具有一个修平部分(13)。

5. 根据权利要求1至4中一项的带齿转子组件(1), 其特征在于: 弧形部分(14)至少部分为摆线(19)。

6. 根据权利要求1至5中一项的带齿转子组件(1), 其特征在于: 至少在齿缘(15)的区域中为渐开线(18)。

7. 根据权利要求1至6中一项的带齿转子组件(1), 其特征在于: 啮合部分具有磨损小的表面。

8. 根据权利要求1至7中一项的带齿转子组件(1), 其特征在于: 在支承槽(3)的区域中至少设有一个流体通道(16)。

9. 根据权利要求1至8中一项的带齿转子组件(1), 其特征在于: 支承环(2)和/或行星转子(4)和/或内转子(5)在至少一个端面上具有一圈环形板。

10. 用于制造根据权利要求1至9中一项的带齿转子组件的方法, 其特征在于: 用一种模型成型方法制造带齿转子组件(1), 最好借助粉末冶金方法, 塑料压铸, 流动压制, 压力浇铸、尤其是铝压力浇铸, 及冲压方法。

# 说明书

## 带齿的转子组件

本发明涉及一种用于泵、尤其用于内燃机的润滑油泵的带齿转子组件。该带齿转子类似于具有齿状构型的齿环泵，其中带齿转子组件的原理及功能相应于齿环泵的原理及功能。

在齿环泵中，压力室与吸入室不通过弧形的填充块分开，而是通过齿的特殊构型 - 基于次摆线啮合 - 来保证齿环与外侧小齿轮之间的密封。内齿齿环比小齿轮多一个齿，以致通过齿的相应构型齿顶可精确地对着齿啮合点接触。为了保证展滚，在外转子的齿顶及内转子的齿顶之间必需具有一个齿顶间隙。齿环泵的缺点是，在齿环泵上通过齿顶间隙将出现内部泄漏及由此容积利用率差。这样在低转速时将不能建立高压。

与齿环泵相比有利的是根据 DE-A-196 46 359 的构思的一种泵。该泵构成所述类型的带齿转子组件，它由带一个内啮合部分的外环及一个偏心地接收在其中的带外啮合部分的齿轮构成，其中内啮合部分通过可转动地支承在外环中的滚子构成及比外啮合部分多一个齿，其中齿轮的外啮合部分覆盖着具有明显小模数的精细啮合部分及每个滚子在其圆周上具有相同模数的精细啮合部分，在其中啮合着齿轮的齿。

带齿转子组件的功能这样地获得：驱动转矩通过驱动轴作用在内转子上并使其转动。由带齿的内转子将一个力传递给行星轮，它一方面将一个冲击力作用到行星轮的中心，及施加一个圆周力，它引起行星轮的转矩。通过作用于支承环的冲击力将使滚支承环转动。

在迄今所使用的渐开线啮合情况下，所述类型的带齿转子组件中出现的力及转矩不能被优化。该问题尤其在于，公知的啮合如没有线接触形式的大表面压力就不能传递冲击力及圆周力。迄今公知的啮合仅适用于传递大的圆周力，而不适合传递大的冲击力，该冲击力通过行星轮的中心传递。

作为所述类型的带齿转子组件的缺点，其在于：不能保证在所有的工作条件下无啮合干扰的精密展滚。行星轮相对支承环的运动在一个位置上将达到静止。

在行星轮几乎静止及同时传递大的力的状态下，将产生使行星轮齿顶及外转子之间的润滑膜压破的危险，由此将使润滑“Coutte”流体达到静止。这样，在间隙中缺乏润滑剂形成了固体接触。由此不再有合适的液力润滑，而形成混合摩擦状态及在最不合适的状态下将附着摩擦。在混合及附着摩擦情况下将出现磨损现象及降低了带齿转子组件的使用寿命。

由公知的现有技术的缺点，就得到一个任务，即设计一种带齿转子组件，其构型能保证持续地形成润滑膜，以避免不利的摩擦状态，其中带齿转子组件必需可靠地传递所出现的力及转矩。

该任务将根据本发明通过这样一种带齿转子组件来解决，它由带支承槽的可转动支承环组成，在支承槽中设有可转动地支承的行星转子，后者构成内啮合部分；及设有一个偏心于支承环支承的带近似星状外轮廓的内转子，它具有外啮合部分；其中外啮合部分比内啮合部分少一个齿，及这两个转子系统中至少一个的啮合部分在啮合齿形状的至少部分区域中具有弧形部分。这样构型的带齿转子组件的优点在于，通过齿形状的弧形部分将出现基本为滚动摩擦而不出现滑动摩擦，以致啮合部分的磨损可减至最小。通过带齿内转子的凸构型齿顶及带齿行星转子的凹构型的齿根形成了一个接触面，而不是一个接触线。通过这种辊压匹配使赫兹压力显著下降。

该情况也适合于带齿内转子及带齿行星转子的齿缘。通过在行星转子的齿及内转子的齿槽之间包括一个齿缘间隙可保证：大的冲击力仅通过齿顶及齿根传递。由此可避免在齿缘上引起大的斜面力，该力可导致齿缘表面的损坏。此外可通过齿缘间隙使传送介质从齿槽中流出，因为否则将形成挤压油，这将引起很高的压力上升。

在本发明的一个有利方案中考虑了：在齿顶和/或齿根的区域中，齿的形状为弧状。在齿顶和/或齿根的区域中齿形状的这样构型可实现：传递很大的冲击力（径向力），其中要传递的圆周力分量可很小。这里在展滚过程 - 带齿的行星转子在带齿的内转子曲线上的滚动过程 - 中与公知带齿转子的渐开线啮合方式相反，齿顶及齿根彼此相包容。

行星转子的凸弧形齿缘及内转子的凹弧形齿缘在齿啮合时构成较大的密封面，这在挤压室从吸入区域过渡到压力区域时使挤压室密

封。并且转子直角度的偏差不会引起挤压室的泄漏损耗。

在本发明的一个有利方案中考虑了：尤其在齿顶和/或齿根的区域中，齿的形状具有一个修平部分。在力传递的主区域中，转矩通过带齿内转子经带齿行星转子作用到支承环上，在一定几何条件下几乎使行星轮达到静止。在所述相对静止及同时传递大的力的状态下，将产生使行星轮齿顶及支承环之间的润滑膜压破的危险。为了防止该作用，行星转子轮齿顶被修平。该修平的大小取决于带齿转子的使用范围。在小转速及高压情况下需要大的修平量。在大转速及低压力情况下需要小的修平量，以便保证即使在小滑动速度下也可形成润滑膜。对于行星转子齿顶向修平部分的过渡，采用一种专门的曲线，即摆线，它比简单的过渡半径更有利于润滑膜的形成。

在本发明的另一有利方案中考虑了：尤其在齿顶和/或齿根的区域中，齿的形状具有一个大的曲率半径。除修平外，在齿顶和/或齿根的区域中，最好设有一个具有大的曲率半径的面。

通过行星转子齿顶的修平也可改善从行星转子向支承环的力传递（赫兹压力）。

在本发明的一个特别有利方案中考虑了：弧形部分至少部分为摆线。该摆线在展滚性能及传递冲击力方面被证明是特别有利的。该摆线啮合也保证了在大曲率变化及小曲率半径时完美的、无滑动的展滚，这也降低了磨损。

在本发明的一个有利的方案中考虑了：至少在齿缘的区域中齿形为渐开线。在该啮合中，带齿内转子及带齿行星转子的齿缘由渐开线构成，但在该实施形式中可能比在齿缘为摆线的实施形式中易出现轻微的啮合干扰。

在本发明的一个有利方案中考虑了：啮合部分具有磨损小的表面。该磨损小的表面可通过化学的、尤其是热化学和/或物理的表面处理来实现。该表面还可再被电镀。此外，有利的表面处理方法是渗碳及渗氮和/或渗碳-氮，渗硼和/或镀铬。

在本发明的一个有利方案中考虑了：在支承槽的区域中设有至少一个流体通道。该流体通道可与泵的压力侧相连接，以使得在行星转子及支承槽之间可连续输送润滑油，以保证更好的形成润滑膜。

有利的是，带齿转子组件的所有运动部件，尤其是支承环和/或

行星转子和/或内转子在至少一个端面上具有一圈环形板。该环形板用作接收带齿转子组件的壳体的内部密封。通常这些运动部件在其端面上具有密封面，除啮合部分外它延伸在其整个面上。根据本发明借助环形板密封具有的优点是，在公知密封件上出现的高摩擦力可大大地降低及由此带齿转子组件变轻及更有效地工作。这里，环形板具有的宽度将在密封作用及摩擦力之间协调优化。

最后，本发明涉及一种带齿转子组件的制造方法，其中用一种模型成型方法制造带齿转子组件，最好借助粉末冶金方法，塑料压铸，流动压制，压力浇铸、尤其是铝压力浇铸，及冲压方法来制造。这种难度大的、如根据本发明的带齿转子组件所具有的啮合机构可借助这些方法简单及成本合理地制造。在啮合机构上通常使用的公知方法、即铰和锯不能在本发明中使用，因为这里的啮合机构结构太复杂。

在本发明的一个有利方案中考虑了：该带齿转子组件用于泵，尤其用于内燃机的润滑油泵。

在本发明的另一有利方案中考虑了：该带齿转子组件用作发动机。

以下将借助概要的附图来详细描述本发明。附图为：

图 1：一个带齿转子组件，

图 1a：处于第二工作位置的带齿转子组件，

图 1b：具有吸入侧及压力侧的带齿转子组件的视图，

图 2：图 1 中 “X” 所示细节的根据本发明的啮合方案 I，

图 3：根据本发明的啮合方案 II，

图 4：根据本发明的啮合方案 III，

图 5：用于啮合计算的参数的示意图。

图 1 表示根据本发明的带齿的转子组件 1，它的组成：一个可转动的带支承槽 3 的支承环 2，支承槽内布置有可转动地支承的行星转子 4，它们构成内啮合部分；及一个相对支承环 2 偏心支承的、具有近似星状外轮廓的内转子 5，它设有外啮合部分 6，其中外啮合部分 6 比内啮合部分少一个齿。

带齿转子组件 1 具有一个吸入区域 7，一个压力区域 8 及一个挤压室 9。

通过一个驱动轴 10 将一个驱动转矩 M1 作用于带齿的内转子 5。

一个圆周力  $F_2$  从带齿的内转子 5 作用于带齿的行星转子 4, 后者支承在支承环 2 (壳体) 上。圆周力  $F_2$  被分解成两个分量: 冲击力 (径向力)  $F_3$  及转矩  $M_4$ , 这两者作用在带齿的行星转子上。冲击力  $F_3$  作用于支承在支承环 2 上的带齿行星转子 4 的中心及使支承环 2 转动。通过转矩  $M_4$  将使带齿行星转子转动。

根据本发明的带齿转子组件 1 可用作产生压力的泵, 其中内转子 5 通过一个驱动轴 10 驱动。另一方面, 根据本发明的带齿转子组件 1 也可用作发动机, 其方式是压力区域用压力加载, 以使得内转子 5 转动及驱动其驱动轴 10。

在力传递主区域 11 中转矩通过带齿内转子 5 及通过带齿行星转子 4 作用于支承环上, 由于几何关系, 该区域几乎达到行星转子 4 的静止状态。在所述相对静止状态及同时传递大的力的情况下具有其危险, 即在行星齿顶 11 及支承环 2 之间的润滑膜将破碎。

图 1a 表示在第二工作位置上的带齿转子组件 1。其中将产生最大的压力, 因为内转子 5 在行星转子 4 上作的功为最大。

图 1b 表示带齿转子组件 1 的视图, 其中既示出了吸入侧 21 也示出了压出侧 23。吸入侧 21 与进入孔 22 相连通, 该进入孔譬如可以是接收带齿转子组件的壳体中的侧向孔。同样压出侧 23 与排出孔 24 相连通, 该排出孔 24 的直径小于进入孔 22 的直径, 因为在后者处具有较高的流动速度。

图 2 表示根据本发明的图 1 中 “X” 所示细节的啮合方案 I。其中必需传递在图 1 中所示的较大的冲击力  $F_3$  (径向力) 及很小的圆周力  $F_4$ 。在该啮合中, 在滚动过程、即带齿的行星转子 4 展滚时齿顶 11 及齿根 12 将被带齿的内转子曲线包住。在图 2 所示的啮合中这样地选择啮合的表面分量, 即它们与力的分配相对应。

因此啮合的最大表面分量、即弧形分量 14 出现在齿根 12 及齿顶 11 上, 它们在带齿的内转子 5 及带齿的行星转子 4 之间传递冲击力  $F_3$ 。啮合表面的仅有一个小分量由齿缘区域 15 的滑动面组成, 它们在带齿行星转子 4 的转动中传递圆周力  $F_4$ 。

带齿的内转子 5 的齿顶 11.1 是这样设计的, 即它正好接触在带齿的行星转子 4 的齿根 12.2 中, 并保证容易的转动。反过来, 行星转子 4 的齿顶 11.2 啮合在带齿的内转子 5 的齿根 12.1 中。这里通过

带齿的内转子 5 的齿顶 11.1 的凸的构型及行星转子 4 的齿根 12.2 的凹的构型形成了一个接触面，而不是一个接触线。因此通过辊压匹配使赫兹（Hertzsche）压力大大下降。

这也适合于带齿的内转子 5 及带齿的行星转子 4 的齿缘。通过在行星转子 4 的齿及内转子 5 的齿槽之间包容一个齿缘间隙 17 可保证：大的冲击力  $F_3$  仅在齿顶 11 及齿根 12 上传递。由此可避免在齿缘 15 上作用可导致齿缘面损坏的大的斜面力。此外，通过齿缘间隙 17 可使输送介质从齿槽中流出，因为否则将形成挤压油，这将导致很高的压力上升。

图 3 表示根据本发明的啮合的第二方案。上述的行星转子 4 的相对静止状态及同时传递大的力的危险在于，行星齿顶 11 及支承环 2 之间润滑膜将被压破。它将这样来避免，即行星转子齿顶 11 被修平。修平部分 13 的大小取决于带齿转子的使用范围。在小转速及高压力的情况下，必需具有大的修平量 13。在大转速及低压力的情况下适当的修平量 13 就足以构成连续的润滑膜。对于行星转子 4 的齿顶 11 向修平部分 13 的过渡将使用摆线 20，对润滑膜的形成它比简单的过渡曲率更有利。

行星转子齿顶 11 的修平部分 13 可起到改善从行星转子 4 向支承环 2 的力传递（赫兹（Hertzsche）压力）的作用。

图 4 表示根据本发明的啮合的第三方案，其中带齿的内转子 5 及带齿行星转子 4 的齿缘 15 通过渐开线 18 构成。而行星转子 4 的齿顶则是摆线 19。但在该实施形式中具有出现啮合干扰的较大可能性。

此外所有公知的啮合类型仅适用于圆周力（转矩）的传递，例如齿轮变速箱的情况。几乎在所有的变带箱中，除传动比周期性变化的齿轮（椭圆齿轮）外，齿轮通过轴距被固定地定位。圆周力仅通过接触于节点 C 的齿缘传递。在该辊压过程中齿顶及齿根是与展滚过程中不同的。

在所有公知的啮合类型中仅能有条件地传递小的及中等的径向力。如果径向力作用在齿轮副上，齿轮 1 的齿将如楔子那样压在齿轮 2 的齿槽中，由此产生很大的齿缘压力，这样可引起过早的磨损或齿轮断裂。

该问题将在展滚过程中通过齿根及齿顶的包容来解决。在此情况

下，径向力（冲击力  $F_3$ ）仅通过齿根及齿顶来传递。通过啮合的齿根及齿顶的具体设计，即凸弧状的齿顶 11 及凹弧状的齿根 12 形成啮合，可以使齿缘压力下降 80% 之多。

根据图 5 将齿缘接触线的要求替换地考虑为两个平行的辊子的压力的要求，它们与齿副在以下各点上相一致：接触线的长度  $b$ ，垂直于接触线的切平面中的曲率半径  $r_1$  及  $r_2$ ，材料副及表面质量（ $r_1$  及  $r_2$  是在未加载的齿缘的接触点测量的）。

对于这种辊压匹配  $F_g$  2 为相关的负荷（根据 Stribeck 的  $k$  值）。

$$k = P / 2 * r * b \text{ (kg/mm}^2\text{)} \text{ 这里 } r = r_1 * r_2 / r_1 + r_2,$$

10 对于凹的齿缘  $r_2$  必需代以负值。

### 齿缘的计算（摆线）

仅是啮合几何形状的一小部分由滑动面组成，该滑动面将圆周力  $F_4$  转换成带齿行星转子 4 的转动，其中齿缘的大小取决于轮组件的使用范围。

15 行星转子 4 的啮合被设计成零啮合及内转子 5 包括一个负的断面位移。

### 行星转子 4 的计算

节圆 1 ( $t_1$ ) = 行星转子 4 的基圆

模数 = 节圆 1 ( $t_1$ ) / 行星转子 4 的齿数

20 齿厚 = 模数 \*  $\pi$  / 2

### 齿缘 15 的产生

母圆 1 ( $r_1$ ) = 母圆 2 ( $r_2$ ) = 节圆 ( $t_1$ ) 1 \* 0.3

### 行星转子 4 的齿根及齿顶设计

25 齿顶 11.2 (外摆线) 的母圆 3 ( $r_3$ )；齿顶 12.2 (内摆线) 的母圆 4 ( $r_4$ )

节距  $t$  = 节圆 1 \*  $\pi$  / 行星转子 4 的齿数

母圆 3 ( $r_3$ ) = 母圆 4 ( $r_4$ ) =  $t / 2 / \pi$

### 内转子 5 的计算

节圆 2 ( $t_2$ ) = 内转子曲线 5 的基圆（粗啮合）

30 节距  $t$  = 圆周（内转子曲线 5）/ 齿数

齿厚  $d$  = ( $t / 2 - 2 * Fl_{sp.}$ )

齿槽 1 = ( $t / 2 + 2 * Fl_{sp.}$ )  $Fl_{sp.}$  = 齿缘间隙

### 齿缘的产生

如行星转子 4 那样产生，但与变化的基圆的大小相关。

### 内转子的齿根及齿顶设计

母圆 5 (r5) (齿根 12.1) =  $(t / 2 + 2 * Flsp.) / \pi$

5 母圆 6 (r6) (齿顶 11.1) =  $(t / 2 - 2 * Flsp.) / \pi$

在图 4 中仅是齿缘为渐开线设计，所有另外的计算量与上述计算相一致。

10 通过这种啮合设计，齿顶 11 及齿根 12 之间的曲率关系(凸，凹)很相似，由此几乎形成纯的面接触，由此降低赫兹压力。此外在滚动情况的优化设计时，附加产生的滑动(切线方向摩擦力)很小。

根据本发明的啮合也可用在椭圆齿轮，普通的非圆齿轮及罗茨式鼓风机上。

15

20

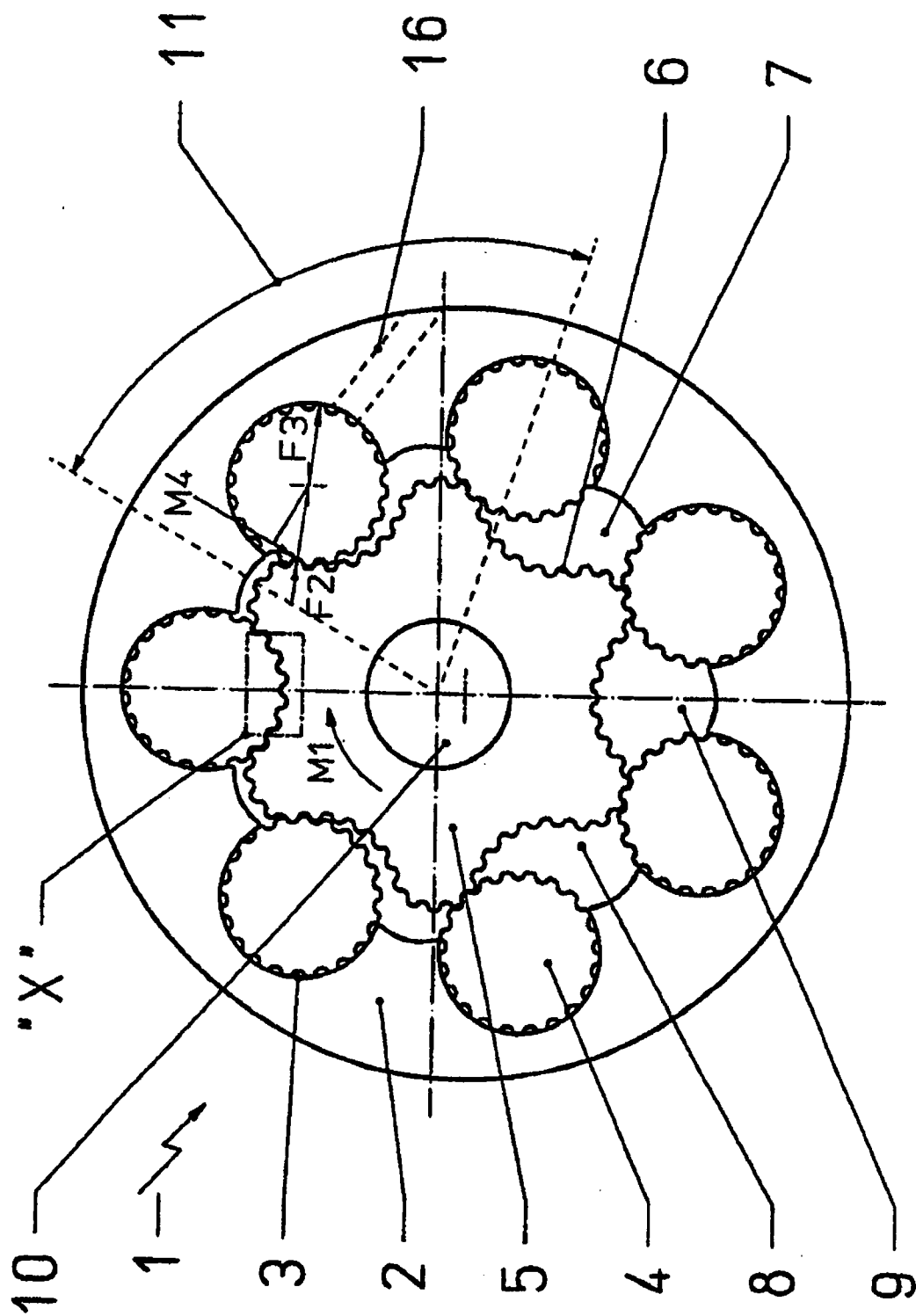


图 1

• • • • •

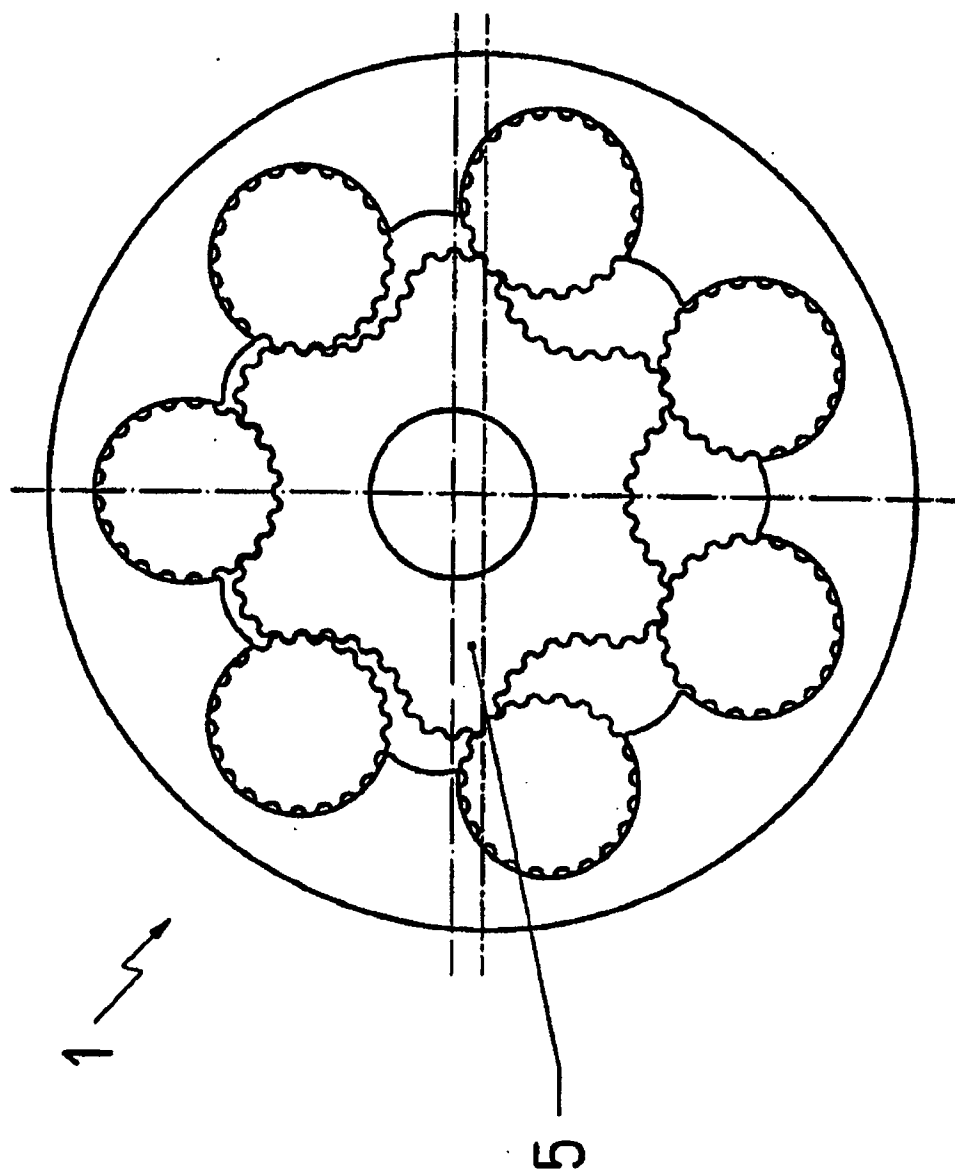


图 1a

.....

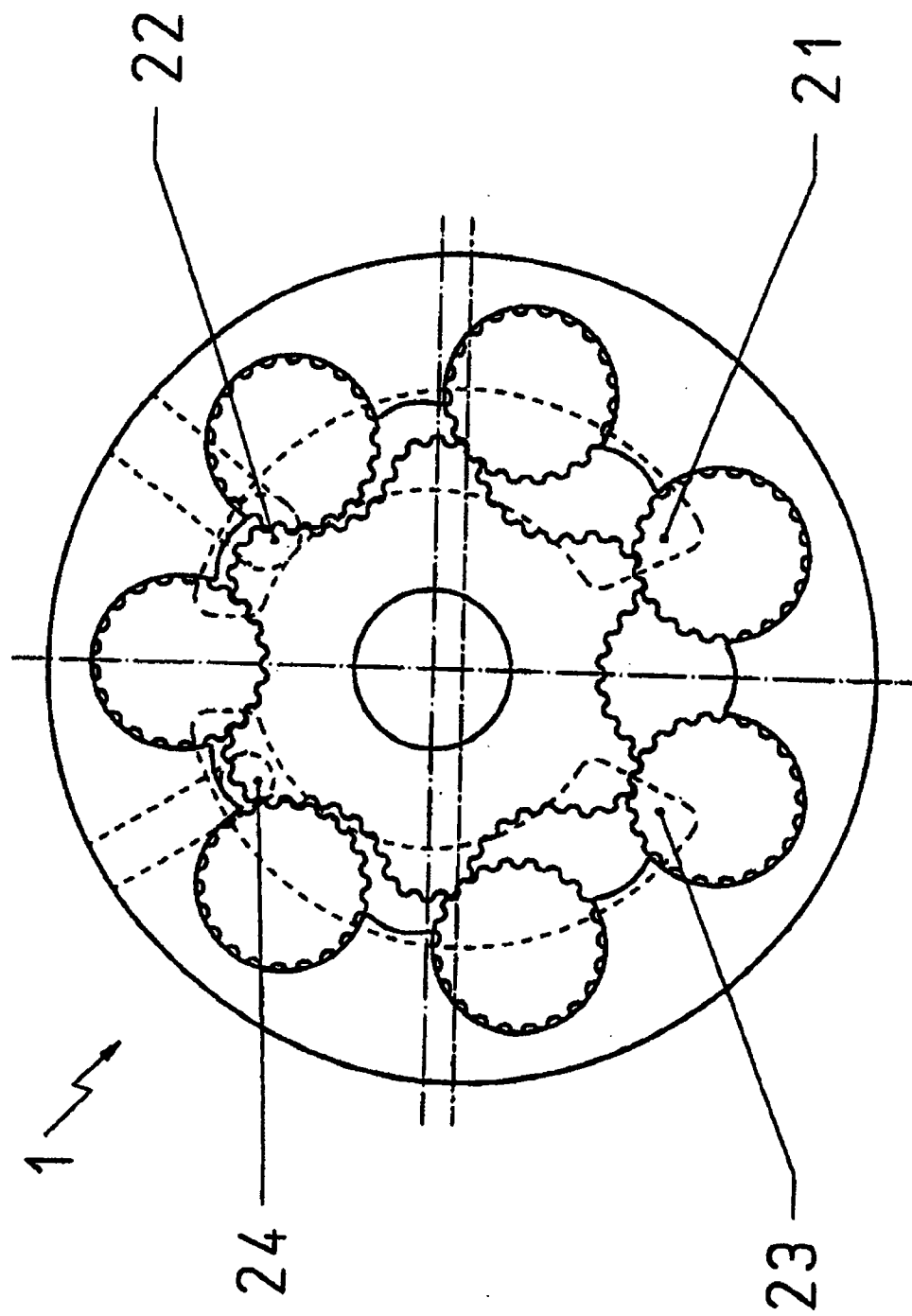
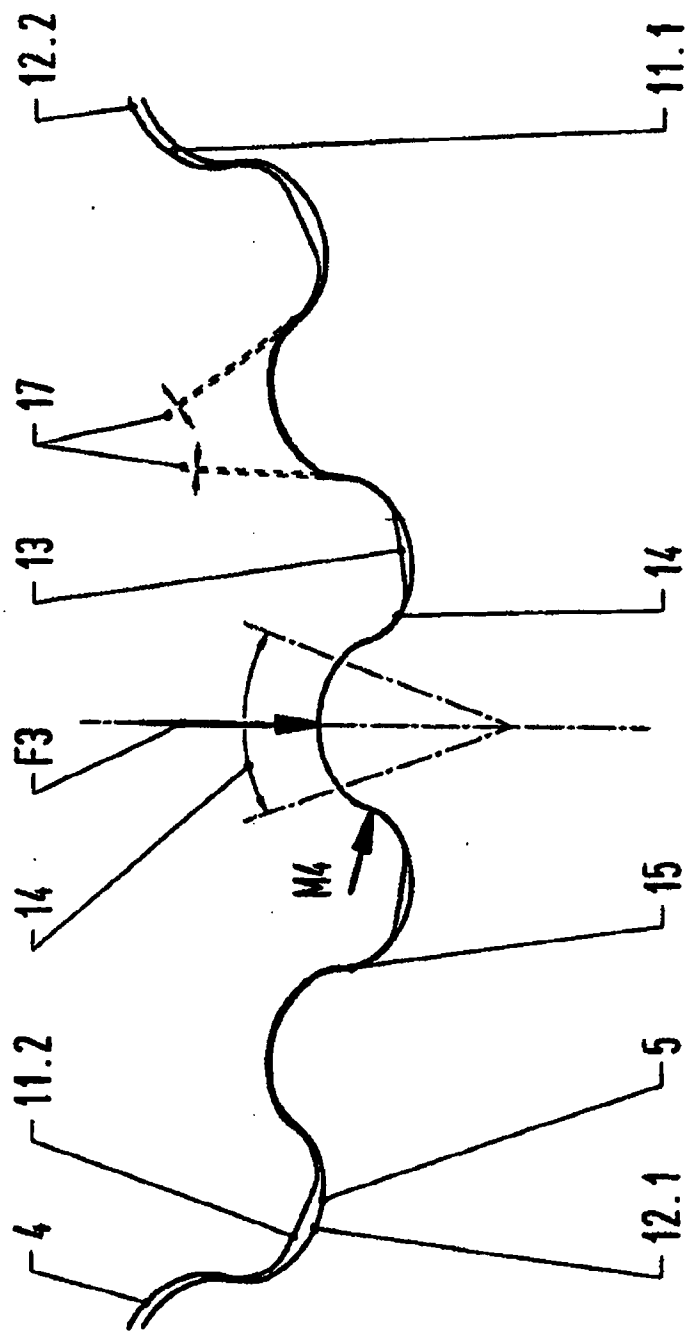


图 1b



2

.....

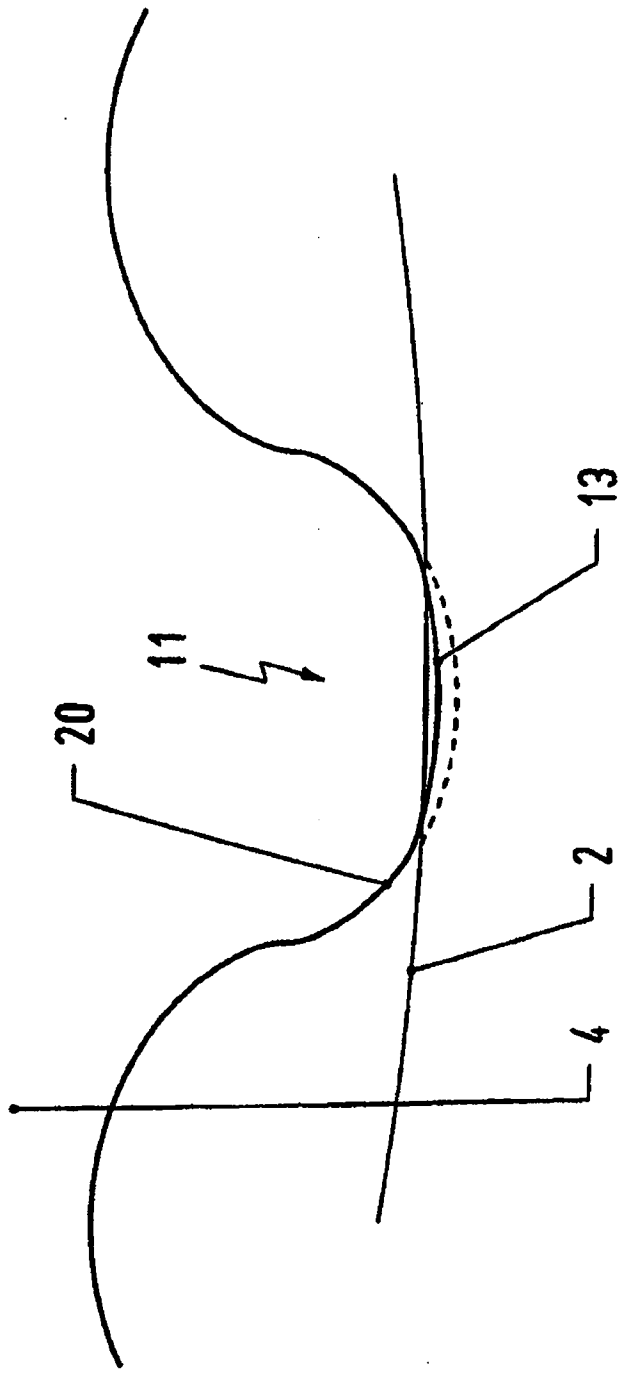


图 3

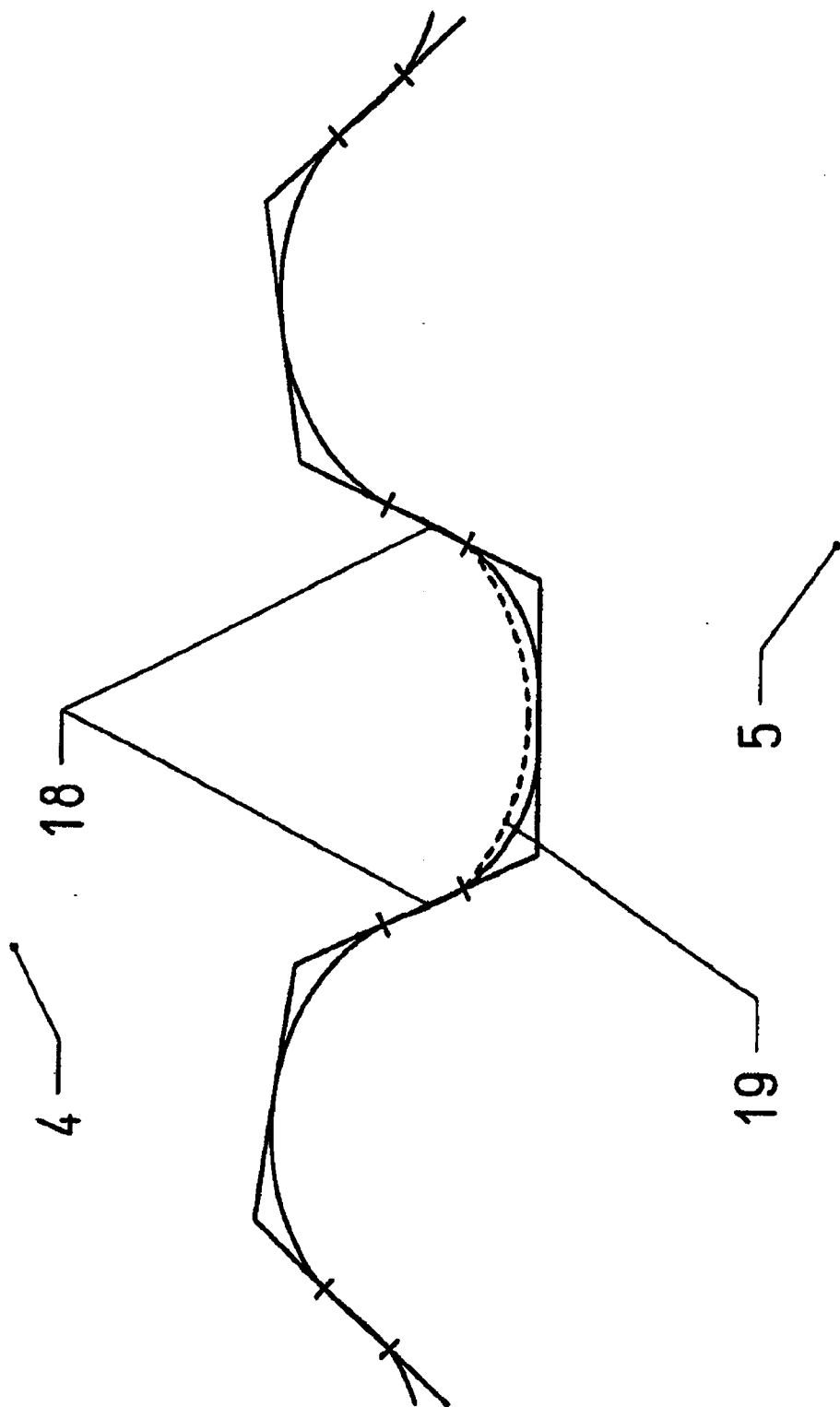


图 4

